

اثر تغییر طول و فشار پاشش سوخت بر عملکرد و آلاینده‌گی موتور دیزل سواری

بهبود خودروهای موجود از نظر کاهش مصرف سوخت و آلاینده‌ها به دلیل عواملی چون اتمام سوخت‌های فسیلی، افزایش روز افزون مصرف سوخت، گرمایش زمین و مسایل زیست محیطی برای دولت‌ها و صاحبان صنایع امری ضروری است. به همین دلیل موتورهای دیزلی پاشش مستقیم بطور گسترده در کاربردهای خودرو و صنعت مورد استفاده قرار می‌گیرند. با سخت‌تر شدن استانداردهای آلاینده‌گی و تمایل به ساختن موتور با بازده بالاتر، درک بهتر فرآیند احتراق این موتورها ضروری است تا بتوان گام بعدی را در بهینه کردن طراحی موتور برای کاهش آلاینده‌گی و بهبود کارکرد موتور برداشت. یکی از پارامترهایی که امروزه نقش مهمی در عملکرد موتور و بهبود احتراق دارد، فشار و زمان بندی پاشش سوخت می‌باشد. این مطالعه به بررسی عددی اثر تغییرات فشار پاشش سوخت با تغییر طول پاشش بر آلاینده‌گی و عملکرد موتور دیزلی با استفاده از شبیه‌سازی عددی توسط نرم‌افزار AVL-FIRE می‌پردازد. در این تحقیق با ثابت نگه داشتن میزان مصرف سوخت و دور موتور مدت زمان پاشش اصلی از ۵ الی ۱۲ درجه میل‌لنگ تغییر داده شد و آلاینده‌گی موتور مورد ارزیابی قرار گرفت. نتایج نشان داد که با کاهش مدت زمان پاشش سوخت (افزایش فشار پاشش)، میزان آلاینده دی‌اکسید نیتروژن تا حد کمی افزایش و آلاینده دوده و مونوکسیدکربن کاهش می‌یابد.

علی میرمحمدی^۱

استادیار

مجید قدیری^۲

کارشناسی ارشد

سیدمصطفی آقامیرسلیم^۳

استادیار

واژه‌های راهنما: موتور دیزل خودرو سواری، کاهش آلاینده‌گی، شبیه‌سازی، مدت پاشش، فشار پاشش

۱- مقدمه

امروزه مصرف بی‌رویه سوخت علاوه بر اتلاف انرژی، از نظر آلودگی هوا و خطرات زیست محیطی نیز باید مورد توجه قرار گیرد. خودروهایی که برای حمل و نقل استفاده می‌شوند، مانند خودروهای دیزلی، بنزینی یا گازسوز عمدتاً از سوخت‌های فسیلی که مشتقات نفتی هستند استفاده می‌کنند.

این موتورها آلاینده‌گی‌هایی از جمله دی‌اکسیدکربن، اکسیدهای نیتروژن، ذرات معلق، مونواکسیدکربن، هیدروکربن‌های نسوخته و غیره را وارد جو می‌کنند و باعث تخریب نباتات، سوراخ کردن لایه ازن، افزایش دمای سطح زمین، شیوع بیماری‌های تنفسی و حتی بعضی از آنها عامل سرطان و غیره می‌شوند.

^۱ نویسنده مسؤل، استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، تهران a.mirmohammadi@srttu.edu

^۲ کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، تهران majidghadiry55@yahoo.com

^۳ استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران mirsalim@csr.ir

از طرفی ترکیب اکسیدهای ازت با هیدروکربن‌های نسوخته در مجاورت نورخورشید، مه دود فتوشیمیایی بوجود می‌آورد که شدیداً خاصیت اکسید کنندگی دارد و باعث خورده شدن و در هم شکستن مواد لاستیکی در حال تنش، سوزش گلو و چشم‌ها، تخریب نباتات و کاهش فاصله دید می‌شود. در دهه‌های اخیر جهان شاهد فاجعه‌های بزرگ آلودگی هوا بوده است [۱]. برای جلوگیری از این گونه فاجعه‌ها از سال (۱۹۵۰) میلادی ابتدا در ایالات متحده و سپس در اروپا و ژاپن دست به کاهش آلاینده‌های خروجی اگزوز خودروها زدند؛ در همین راستا قوانین و مقررات سختی را وضع کرده‌اند و سازندگان خودروها را موظف به رعایت مقررات می‌کنند. در ایران نیز شهرهای بزرگ صنعتی که عبور و مرور شهری هم برآلودگی هوای آنها می‌افزاید، دچار فاجعه آلودگی هوا می‌شوند [۲]. در حال حاضر به منظور جابجایی به استانداردهای کاهش آلاینده‌های خروجی از موتور، سازندگان موتورهای دیزل مجبور به استفاده از فناوری‌های سوخت‌رسانی نوین برای دست یافتن به این اهداف شده‌اند برای مثال استفاده از فناوری پاشش چند مرحله‌ای فشار قوی منجر به بهبود گردافشانی سوخت شده و به موتورهای دیزل امکان تشکیل کمتر آلاینده‌ها نظیر ذرات^۱ و اکسیدهای نیتروژن^۲ را داده است [۳]. مشکل اصلی در موتورهای دیزلی کاهش همزمان آلاینده‌های ذرات و اکسیدهای نیتروژن می‌باشد زیرا این دو آلاینده در تقابل هم هستند و کاهش هر کدام افزایش دیگری را در پی دارد [۴]. راهکارهای مختلفی برای کاهش هر یک از این آلاینده‌ها ارائه شده است ولی بیشتر این راهکارها تنها قابلیت کاهش یکی از این دو آلاینده را دارد و سبب افزایش دیگری می‌گردد [۵].

از مهمترین عواملی که پاشش سوخت را تحت تأثیر قرار می‌دهند طراحی نوک افشانه (تعداد، قطر و هندسه سوراخ‌های افشانه) و نیز فشار پاشش سوخت، شروع و طول پاشش، شکل و نرخ پاشش می‌باشد [۶، ۷، ۸ و ۹]. همچنین، بسته به شکل محفظه احتراق، باید مقدار چرخش هوا و فشار داخل سیلندر، بهینه و تنظیم گردند. امروزه انرژی مورد نیاز برای اختلاط سوخت و هوا عمدتاً با افشانه سوخت تأمین می‌گردد؛ برای این منظور فشار پاشش و تعداد سوراخ‌های افشانه افزوده می‌شوند و پیستونی با کاسه پهن برای نفوذ کافی افشانه سوخت در کل بار سیلندر و اختلاط مناسب با هوای موجود استفاده می‌شود. در سامانه پاشش سوخت موتور دیزل پاشش مستقیم، گردافشانی مناسب برای تبخیر مناسب در مدت کوتاه و همچنین دستیابی به نفوذ مناسب برای استفاده از تمام هوای تغذیه شده، در نظر گرفته می‌شود؛ همچنین سامانه پاشش سوخت باید قادر به اندازه‌گیری مقدار سوخت مناسب، مستقل از بار و دور موتور باشد و سوخت را در بهترین زمان و با مقدار مناسب پاشش کند. پاشش فشار قوی سوخت در پشت سوخت‌پاش در لحظه پاشش سوخت، در سوخت تزریقی سرعت اولیه‌ای ایجاد می‌کند، به طوری‌که در اثر این سرعت اولیه، سوخت در هوای متراکم سیلندر نفوذ می‌کند؛ نفوذ بیش از حد سوخت در سیلندر موتورهای دیزلی پاشش مستقیم سوخت^۳، باعث برخورد فواره سوخت تزریقی با دیواره سیلندر می‌شود که خصوصاً اگر هوای تراکم حرکت چرخشی نداشته باشد، باعث کاهش نسبت اختلاط و افزایش آلودگی ناشی از مخلوط‌های نسوخته می‌گردد [۱۰]. از طرف دیگر کمتر بودن طول نفوذ سوخت از مقدار طراحی شده، باعث کاهش اختلاط سوخت و هوا می‌شود.

^۱ PM

^۲ NO_x

^۳ DI

سوگیاما و همکارانش به بررسی پاشش فشار قوی سوخت به صورت عددی پرداختند و فشار پاشش را در حالت‌های ۱۰۰ و ۱۵۰ مگا پاسکال^۱ بررسی کردند؛ نتایج ایشان نشان می‌دهد وقتی فشار پاشش افزایش می‌یابد، بیشینه فشار در داخل محفظه احتراق زیاد می‌شود و زمان رسیدن به بیشینه فشار نیز سریعتر می‌شود [۱۱]. خباز و خوشبختی‌سرای با تغییر فشار پاشش سوخت از ۲۷۵ بار تا ۱۰۰۰ بار با ثابت نگهداشتن مقدار مصرف سوخت نشان دادند که مقدار آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن تا حد زیادی افزایش و آلاینده دوده در حدود ۵۰٪ کاهش و بازده موتور در حدود ۱۲٪ افزایش می‌یابد [۱۲].

سلیکتن مطالعه آزمایشگاهی اثر فشار پاشش سوخت بر عملکرد و آلاینده‌های یک موتور دیزل پاشش غیر مستقیم با سوخت دیزل را انجام داد. در این تحقیق دور موتور در محدوده ۱۵۰۰-۴۵۰۰ دور بر دقیقه با فواصل ۵۰۰ و فشار پاشش در چهار سطح ۱۰۰، ۱۵۰، ۲۰۰ و ۲۵۰ بار مطالعه شد؛ نتایج این تحقیق نشان داد که عملکرد موتور در فشار ۱۵۰ بار بهینه است [۱۳]. ایسنگر و همکارانش در تحقیق آزمایشگاهی اثرات اعداد مختلف ستان سوخت و فشارهای پاشش بر آلودگی و عملکرد موتور دیزل را بررسی کردند. نتایج آزمایشگاهی ایشان نشان داد که با کاهش فشار به ۱۰۰ بار مقدار دوده بشدت افزایش می‌یابد و انتشار دی اکسید گوگرد^۲ و اکسیدهای نیتروژن در فشار ۲۰۰ بار بهبود پیدا می‌کند [۱۴].

پاترسون و همکاران با استفاده از نرم‌افزار کیوا اثر زمان‌بندی پاشش، فشار پاشش و پاشش چند مرحله‌ای را بر آلودگی اکسید نیتروژن و دوده در موتور دیزلی بررسی کردند و به این نتیجه رسیدند که دوده حدود ۳۰٪ کاهش یافته و بیشینه دوده حدود ۷۵٪ تزریق تک مرحله است [۱۵].

بکر و همکارانش به بررسی پاشش فشار قوی سوخت دیزل در یک موتور دیزل پاشش مستقیم به صورت تجربی پرداختند. بر اساس نتایج آنها بهترین عملکرد موتور در فشار پاشش ۲۲۰ بار و کمترین مصرف سوخت در شرایط بار ثابت و فشار پاشش ۲۰۰ بار به دست می‌آید [۱۶].

موسوی و همکارانش با مقایسه مقدار نفوذ سوخت موتور دیزل پرخوران محدود و موتور تنفس طبیعی OM۳۱۴ کامپونت فاوور LP ۶۰۸ در شرایط بار جاده‌ای به این نتیجه رسیدند که با افزایش ۵ مگا پاسکال (معادل ۵۰ بار) در فشار تزریق موتور پرخوران محدود، آلاینده دود سیاه ۱۶ درصد کاهش می‌یابد [۱۷].

در مقاله حاضر، در موتور ملی دیزل سواری با ثابت نگه داشتن میزان مصرف سوخت و دور موتور مدت زمان پاشش اصلی از ۵ الی ۱۲ درجه میل‌لنگ تغییر داده می‌شود و اثر آن در عملکرد و آلاینده‌های موتور ارزیابی می‌گردد.

۲- معادلات حاکم

در حالت کلی جریان داخل سیلندر در موتورهای احتراق داخلی، سه بعدی، ناپایدار و مغشوش می‌باشد. برای بررسی جزئیات میدان‌های سرعت، فشار و شدت آشفته‌گی جریان لازم است معادلات حاکم بر جریان شامل بقای جرم، مومنوم، انرژی و آشفته‌گی حل گردند.

^۱ MPa

^۲ SO₂

معادلات حاکم بر سیالات نیوتنی به صورت زیر هستند [۱۸]:

معادله بقای جرم :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho \tilde{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (۱)$$

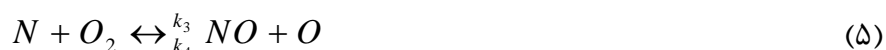
معادله بقای اندازه حرکت :

$$\frac{\partial \rho \tilde{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho \tilde{u}_j \tilde{u}_i}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial \tilde{p}}{\partial x_j} + \rho g_i + \tilde{s}_{ui} \quad (۲)$$

معادله بقای انرژی :

$$\frac{\partial \rho c_p \tilde{T}}{\partial t} + \frac{\partial \rho c_p \tilde{u}_j \tilde{T}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x_j} \right) + \tilde{s}_t \quad (۳)$$

برای بررسی تشکیل اکسید نیتروژن، از مدل توسعه یافته زلدوویچ^۱ [۱۹] استفاده می‌شود. معادلات حاکم بر تشکیل اکسید نیتروژن از مولکول‌های نیتروژن هوا بصورت زیر می‌باشد.



بیشترین مقدار اکسید نیتروژن در نسبت هم ارزی ۰/۹ تولید می‌شود. در اغلب احتراق مخلوط‌های رقیق و استوکیومتریک غلظت OH بسیار کم است. بنابراین واکنش سوم مکانیزم زلدوویچ ناچیز خواهد بود و معادلات تعادل برای دو واکنش اول به صورت زیر می‌باشد:

$$k_1 [N_2][O] = k_2 [NO][N] \quad (۷)$$

$$k_3 [N][O_2] = k_4 [NO][O] \quad (۸)$$

با حل دستگاه معادلات فوق معادله کلی زیر برای تولید اکسید نیتروژن حاصل می‌شود:



۲-۱- مدل احتراق

مدل احتراق مورد استفاده در شبیه‌سازی، مدل شعله‌ی منسجم^۲ یا CFM است. در نرم افزار فایر چهار روش متفاوت CFM در دسترس هست که هر کدام پیچیدگی خاص خودش را دارد. جهت شبیه‌سازی احتراق دیزلی

^۱ Zeldovich

^۲ Coherent Flame Model

که در آن احتراق به صورت خودبه خود^۱ می باشد از روش ECFM-3Z (E به معنای توسعه یافته) استفاده می شود. مدل ECFM-3Z، مدلی احتراقی بر اساس یک معادله انتقال چگالی سطح شعله و یک مدل اختلاط است که می تواند احتراق پیش آمیخته مخلوط ناهمگن ایجاد شده در مرحله تاخیر اشتعال و مرحله احتراق نفوذی موتورهای دیزلی را به خوبی توصیف نماید [۱۸].

معادله چگالی سطح شعله جهت حل Σ به صورت زیر است [۲۰ و ۲۱]:

$$\frac{\partial \Sigma}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial X_j} (\bar{U}_j \Sigma) - \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\frac{V_t}{\sigma_\Sigma} \frac{\partial \Sigma}{\partial X_j} \right] = S_\Sigma = S_g - S_a + S_{LAM} \quad (10)$$

مدل شعله منسجم به طور کامل در مراجع فوق توضیح داده شده است.

برنامه AVL FIRE یکی از برنامه های دینامیک سیالات محاسباتی است که امروزه در مراکز تحقیقات موتور از آن استفاده می شود. در این برنامه معادلات حاکم که شامل پیوستگی، ممنتوم و انرژی می باشد بر اساس متوسط گیری رینولدز تغییر شکل یافته بر مبنای الگوریتم سیمپلیکس^۲ و مدل آشفته بر مبنای کا-زتا-اف^۳ استاندارد برای شبیه سازی عددی جریان، داخل محفظه احتراق به کار برده شده است و محاسبه مقادیر به روش برون یابی^۴ و محاسبه مشتق به روش مجذور مربعات^۵ انجام می گیرد.

۳- شبیه سازی موتور

در این شبیه سازی هندسه موتور ملی دیزل سواری (EFD) که داده های آن از شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (ایپکو) دریافت شده، در نرم افزار اتوکد^۶ تهیه و سپس شبکه های محاسباتی مورد نیاز با نرم افزار AVL FIRE2011 انجام شده است. در شکل (۱) نمونه ای از شبکه ایجاد شده به همراه شرایط مرزی جدول (۱) که تا آخر تحقیق برای شبیه سازی اصلی استفاده شده، ارائه شده است.

۴- حل عددی موتور

۴-۱- بررسی استقلال نتایج از تعداد سلول ها

برای بررسی استقلال نتایج از تعداد سلول ها، محفظه احتراق با تعداد سلول های ۲۰۰۰۰، ۵۱۵۰۰، ۷۳۰۰۰، ۹۶۵۰۰ و ۱۱۵۶۰۰ شبیه سازی شد که بیشترین اختلاف با تعداد شبکه ۲۰۰۰۰ مشاهده می شود و بقیه شبکه ها تطابق خوبی با یکدیگر نشان دادند (شکل ۲). در این تحقیق تعداد شبکه ۷۳۰۰۰ انتخاب شد.

¹ Auto Ignition

² SIMPLEC

³ k-zeta-f

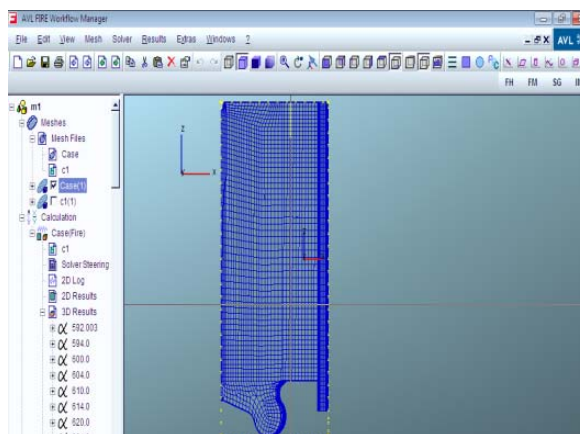
⁴ Extrapolate

⁵ Extrapolate

⁶ Auto cad

جدول ۱- شرایط مرزی

| | |
|-------------------------------------|-----------------------|
| دور موتور | ۱۰۰۰ RPM |
| میزان پاشش سوخت در مرحله‌ی پیش پاشش | ۰/۱۷۵ میلی گرم |
| نقطه شروع پاشش سوخت در پیش پاشش | ۱۲ درجه قبل از TDC |
| طول پاشش سوخت در مرحله‌ی پیش پاشش | ۵ درجه زاویه میل‌لنگ |
| دمای سوخت ورودی در مرحله‌ی پیش پاشش | ۷۲ درجه سانتی‌گراد |
| دمای هوا ورودی در مرحله‌ی پیش پاشش | ۵۵۰ درجه سانتی‌گراد |
| میزان پاشش اصلی | ۳ میلی گرم |
| نقطه شروع پاشش اصلی | نقطه مکث بالا |
| طول پاشش اصلی | ۱۱ درجه زاویه میل‌لنگ |
| دمای سوخت ورودی | ۷۲ درجه سانتی‌گراد |
| دمای هوا ورودی | ۶۵۰ درجه سانتی‌گراد |
| نقطه مکث بالا | در ۷۲۰ درجه |

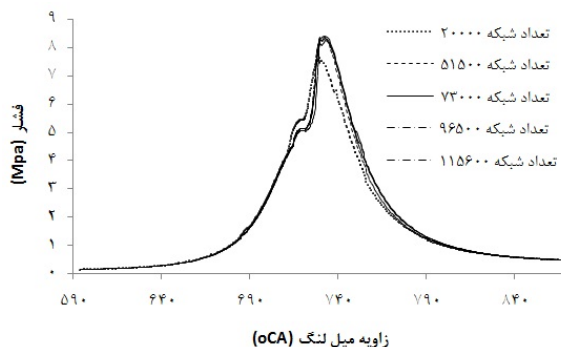


شکل ۱- سلول‌های محاسباتی در نرم‌افزار AVL-FIRE

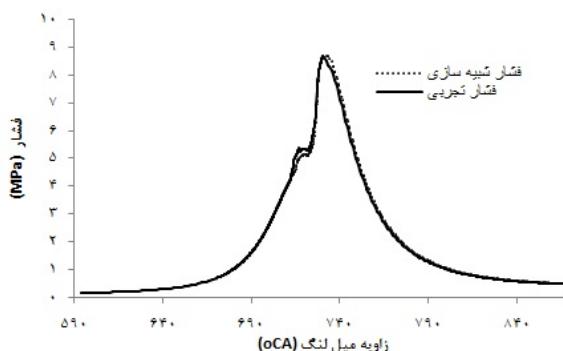
۴-۲- صحنه‌گذاری نتایج

برای صحنه‌گذاری نتایج بدست آمده از برنامه AVL Fire با نتایج آزمایشگاهی، مشخصه فشار درون سیلندر شبیه‌سازی شده بر حسب زاویه میل‌لنگ با نتایج تجربی اخذ شده از مرکز تحقیقات موتوری ایران خوددور (ایپکو) با دور ۱۰۰۰ دور در دقیقه^۱ مقایسه شد. این مقایسه در شکل (۳) نشان داده شده است.

^۱ RPM



شکل ۲- بررسی استقلال نتایج از تعداد شبکه

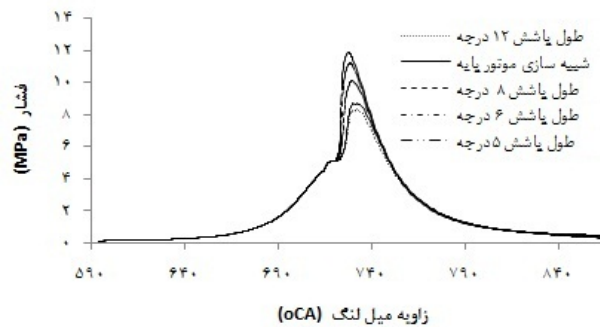


شکل ۳- مقایسه فشار داخل محفظه احتراق در حالت تجربی و شبیه سازی عددی

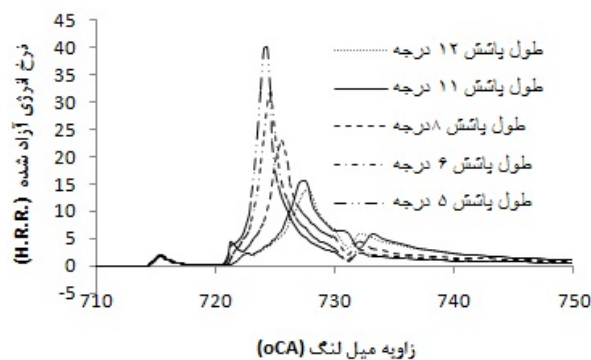
اختلاف ناچیزی بین منحنی‌های حاصل از شبیه‌سازی و آزمایشگاهی مشاهده می‌شود که یکی از دلایل آن اختلاف مشخصات سوخت استفاده شده در شبیه‌سازی می‌باشد. همچنین از عوامل دیگر چشم پوشی از اثر اصطکاک بین سیلندر و پیستون در شبیه‌سازی می‌باشد؛ چرا که فرایندهای فیزیکی به صورت واقعی مدل سازی شده‌اند. با این وجود فقط ۰/۲ درصد فشارهای ماکزیمم و حداکثر ۷ درصد سایر نقاط با هم اختلاف دارند پس با خطای قابل قبولی می‌توان از شبیه‌سازی در بررسی‌ها استفاده کرد. در این مقاله طول پاشش سوخت اصلی را ۵ درجه، ۶ درجه، ۸ درجه و ۱۲ درجه در نظر گرفته و اثر آنها در عملکرد موتور بررسی شده است.

۳-۴- بررسی اثر تغییر طول پاشش سوخت در فشار داخل محفظه احتراق

شکل (۴) تاثیر طول پاشش بر فشار داخل محفظه احتراق بر حسب زاویه میل‌لنگ را نشان می‌دهد. چنانچه دیده می‌شود با کاهش طول پاشش، بیشینه مقدار فشار داخل سیلندر افزایش می‌یابد زیرا تغییر طول پاشش باعث تشکیل سریع مخلوط سوخت و هوا در مرحله تأخیر اشتعال می‌شود به تبع آن، مخلوط سوخت و هوای بیشتری برای مرحله احتراق پیش‌آمیخته فراهم می‌شود در این حالت با شروع اشتعال انرژی بیشتری در جریان فرآیند احتراق آزاد شده و فشار درون سیلندر را افزایش داده و در نتیجه عملکرد موتور را بهبود می‌بخشد.



شکل ۴- اثر تغییر طول پاشش بر فشار داخل محفظه احتراق



شکل ۵- اثر تغییر طول پاشش سوخت بر انرژی آزاد شده

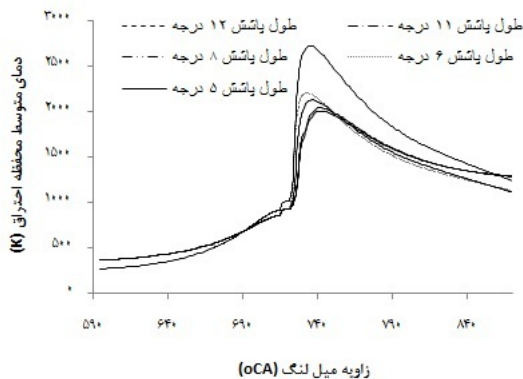
۴-۲- بررسی تاثیر تغییر طول پاشش سوخت بر نرخ انرژی آزاد شده^۱ بر حسب زاویه میل لنگ
 شکل (۵) تاثیر طول پاشش بر نرخ انرژی آزاد شده بر حسب زاویه میل لنگ را نشان می‌دهد. با تغییر طول پاشش میزان تأخیر در اشتعال کاهش می‌یابد زیرا با افزایش فشار پاشش، سرعت شکست قطرات و میزان تبخیر سوخت بیشتر شده در نتیجه مخلوط سوخت و هوا سریعتر تشکیل می‌شود. به علت ثابت ماندن میزان مصرف سوخت و افزایش سرعت پاشش، در یک زمان مشخص با افزایش فشار پاشش سوخت پاشیده شده بیشتری محترق می‌شود که این موضوع باعث کوتاه‌تر شدن طول احتراق نفوذی و افزایش طول احتراق پیش‌آمیخته می‌شود. همچنین با کاهش طول پاشش سوخت و افزایش فشار پاشش سوخت بیشینه مقدار نرخ انرژی آزاد شده افزایش می‌یابد.

۴-۳- بررسی تغییر طول پاشش سوخت بر متوسط دمای محفظه احتراق

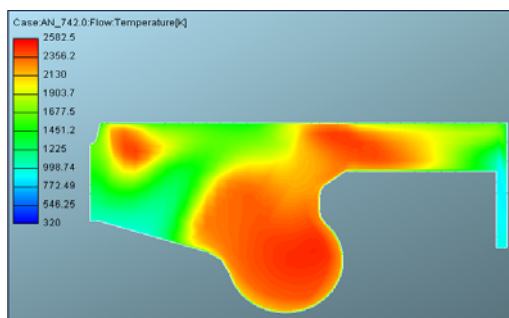
شکل (۶) تاثیر تغییر طول پاشش سوخت بر متوسط دمای محفظه احتراق را بر حسب زاویه میل لنگ نشان می‌دهد. با شروع احتراق دمای محفظه بالا رفته و پس از اتمام احتراق بدلیل کند شدن واکنش‌های شیمیایی ناشی از احتراق، دما کاهش می‌یابد.

^۱ Rate of Heat Release

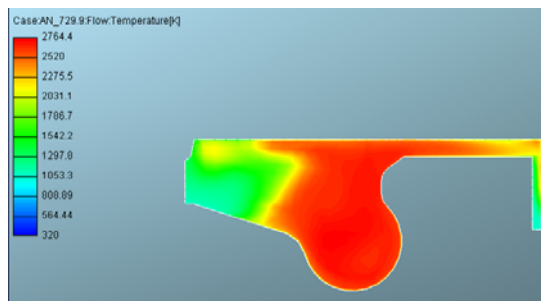
مشاهده می‌شود که با کم کردن زمان پاشش دمای متوسط درون سیلندر افزایش یافته است. شکل‌های (۷) و (۸) بیشترین دماها را برای طول پاشش ۱۲ و ۵ درجه نشان می‌دهند. مشاهده می‌شود که با کاهش طول پاشش دمای ماکزیمم افزایش می‌یابد.



شکل ۶- اثر تغییر طول پاشش سوخت بر متوسط دمای داخل محفظه احتراق



شکل ۷- حداکثر دما در طول پاشش ۱۲ درجه (حداکثر دما در طول پاشش ۱۲ درجه ۲۰۰۶ کلوین است)

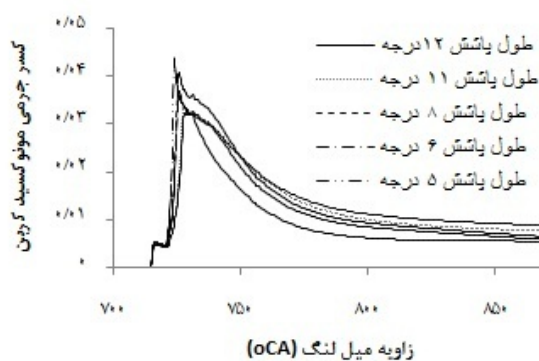


شکل ۸- حداکثر دما در طول پاشش ۵ درجه (حداکثر دما در طول پاشش ۵ درجه ۲۲۶۵ کلوین است)

۴-۴- بررسی اثر تغییر طول پاشش سوخت بر کسر جرمی آلاینده اکسید نیتروژن^۱

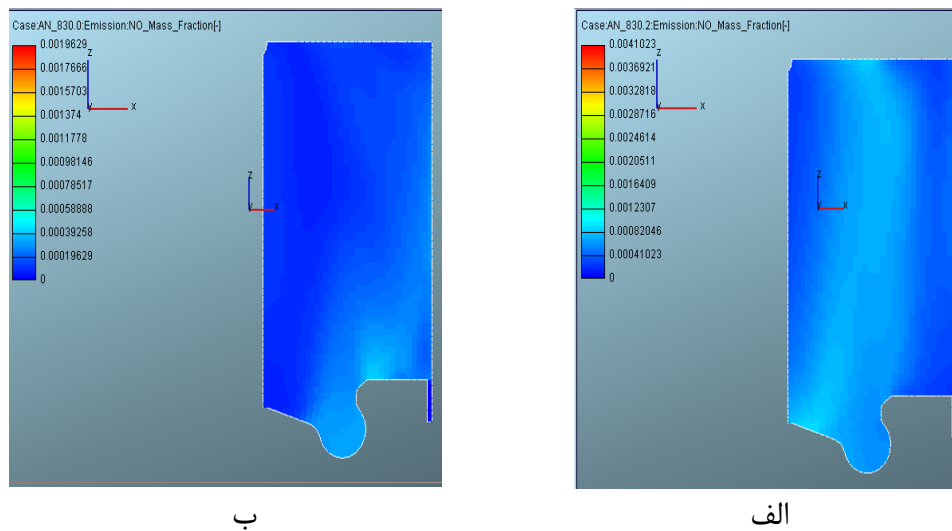
با توجه به شکل (۹) تشکیل آلاینده اکسید نیتروژن از حدود نقطه مکث بالا آغاز شده و با افزایش زاویه میل‌لنگ آلاینده اکسید نیتروژن افزایش می‌یابد زیرا تغییرات آن به شدت به دمای داخل محفظه احتراق بستگی دارد. با شروع احتراق، دمای محفظه افزایش یافته و همین عامل باعث افزایش تولید آلاینده اکسید نیتروژن می‌گردد.

مقدار این آلاینده پس از چند درجه تقریباً به حالت ثابت می‌رسد زیرا آلاینده اکسید نیتروژن پس از تولید شدن به مقدار خیلی اندک تجزیه می‌شود. همچنین با کاهش طول پاشش میزان آلاینده اکسید نیتروژن افزایش می‌یابد زیرا با کاهش طول پاشش ذرات سوخت ریزتر می‌شود و گرد افشانی سوخت بهتر صورت می‌گیرد. این امر باعث تبخیر بهتر سوخت و در نتیجه تشکیل بهتر و سریعتر مخلوط سوخت و هوا می‌شود. شکل (۱۰) نیز مقایسه اکسیدهای نیتروژن خروجی در طول پاشش ۱۲ درجه و ۵ درجه را نشان می‌دهد. همانطور که در بخش (۴-۱) بررسی شد با کاهش طول پاشش فشار پاشش افزایش می‌یابد. با توجه به اینکه میزان سوخت مصرفی در هر چرخه ثابت نگه داشته شده است این امر باعث می‌شود که با کاهش طول پاشش (افزایش فشار پاشش) مخلوط سوخت و هوای بیشتری در مرحله احتراق پیش‌آمیخته محترق شود و فشار و دمای محفظه افزایش یافته و آلاینده مونوکسید کربن بیشتر شود.



شکل ۹- اثر طول پاشش سوخت بر کسر جرمی آلاینده اکسید نیتروژن

¹ Mean NO Mass Fraction



شکل ۱۰- مقایسه اکسید نیتروژن خروجی در طول پاشش ۱۲ درجه و ۵ درجه

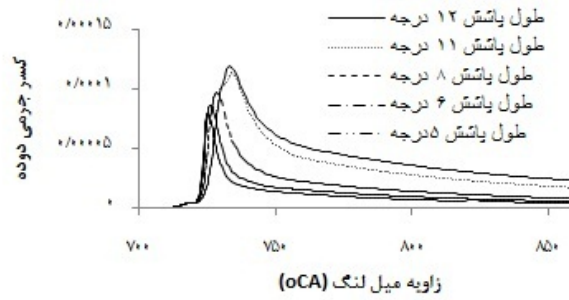
(الف) اکسید نیتروژن خروجی در طول پاشش ۵ درجه (ب) اکسید نیتروژن خروجی در طول پاشش ۱۲ درجه

۴-۵- بررسی اثر تغییر طول پاشش سوخت بر کسر جرمی آلاینده دوده^۱

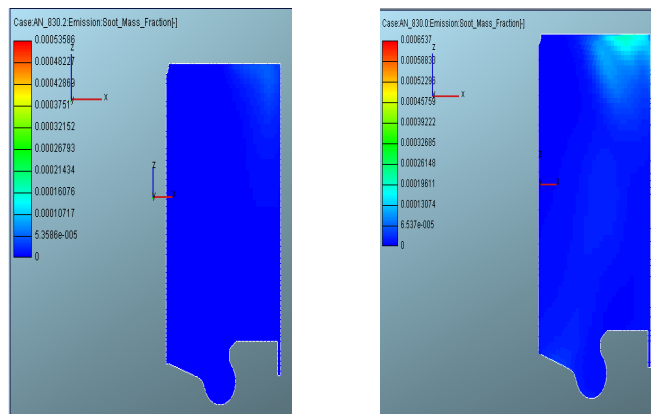
شکل (۱۱) تاثیر تغییر طول پاشش سوخت بر کسر جرمی آلاینده دوده بر حسب زاویه میل‌لنگ را نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که تشکیل آلاینده دوده از حدود نقطه مکث بالا آغاز شده و با افزایش زاویه میل‌لنگ افزایش می‌یابد و در حدود ۳۰ الی ۴۰ درجه میل‌لنگ بعد از نقطه مکث بالا اکسایش دوده شروع می‌شود و دوده تولیدی حاصل تفاضل بین تشکیل آن در مراحل آغازی احتراق و اکسایش آن در مراحل انتهایی احتراق می‌باشد. علت افزایش اول ناشی از احتراق پیش‌آمیخته است زیرا هنگامی که احتراق پیش‌آمیخته رخ می‌دهد اکسیژن در اطراف شعله به شدت کاهش می‌یابد ولی با گذشت زمان و پیش رفتن شعله در داخل محفظه بعد از نقطه مکث بالا اکسایش دوده شروع می‌شود در واقع قسمتی که به آلاینده دوده بر می‌گردد احتراق نفوذی است و با گذشت زمان ذرات کربن با اکسیژنی که بعداً در اختیار مولکول‌ها قرار می‌گیرد ترکیب و مصرف می‌شوند. با توجه به شکل مشاهده می‌شود که با کاهش طول پاشش (افزایش فشار پاشش) میزان آلاینده دوده کاهش می‌یابد.

از شکل (۱۲) نیز این واقعیت مشخص می‌شود که با کاهش طول پاشش (افزایش فشار پاشش) میزان آلاینده دوده کاهش می‌یابد.

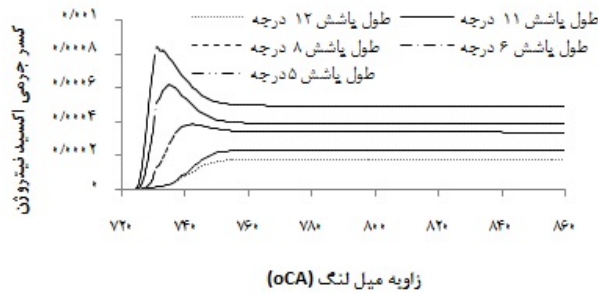
^۱ Mean Soot Mass Fraction



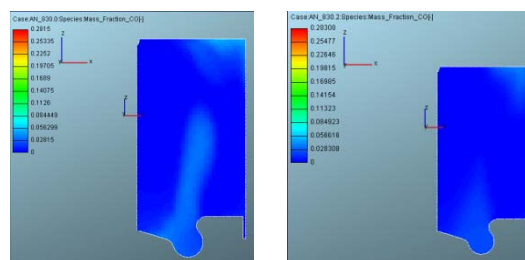
شکل ۱۱- اثر طول پاشش سوخت بر کسر جرمی آلاینده دوده



شکل ۱۲- مقایسه آلاینده دوده خروجی فشارهای ۱۹۰ و ۸۵۰ بار (الف) آلاینده دوده خروجی در فشار ۱۹۰ بار (ب) آلاینده دوده خروجی در فشار ۸۵۰ بار



شکل ۱۳- کسر جرمی مونو اکسید کربن بر حسب زاویه لنگ



شکل ۱۴- مقایسه آلاینده مونو اکسید کربن خروجی فشارهای ۱۹۰ و ۸۵۰ بار (الف) خروجی مونو اکسید کربن طول پاشش ۵ درجه (ب) خروجی مونو اکسید کربن در طول پاشش ۱۲ درجه

۴-۶- بررسی اثر تغییر طول پاشش سوخت بر کسر جرمی آلاینده مونو اکسید کربن^۱

شکل (۱۳) کسر جرمی آلاینده مونو اکسید کربن را بر حسب زاویه لنگ نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که با شروع احتراق و بالا رفتن دمای محفظه مقدار آلودگی افزایش یافته و پس از اتمام احتراق بدلیل کند شدن واکنش‌های شیمیایی ناشی از احتراق به مقداری اکسیده شده و کاهش می‌یابد. همچنین مقدار آلودگی مونو اکسید کربن تولید شده برای طول پاشش ۵ درجه کمتر می‌باشد (شکل ۱۴) چون در این حالت، مخلوط بهتری نسبت به بقیه تشکیل شده و سوخت به صورت کامل تری می‌سوزد و باعث کاهش مقدار مونو اکسید کربن می‌شود.

۴-۷- تحلیل نتایج حاصل از تغییر طول پاشش

عموماً گرمای آزاد شده در اثر احتراق در موتورهای دیزل پاشش مستقیم را به سه بخش تقسیم می‌کنند. بخش نخست از هنگام ورود به محفظه احتراق آغاز می‌شود و تا انتهای سوختن پیش‌آمیخته ادامه می‌یابد. درست بعد از اینکه فواره سوخت (با دمای تقریباً ۷۲ درجه سانتیگراد) به داخل محفظه احتراق وارد می‌شود، اختلاط آن با هوای داغ فشرده (حدود ۵۵۰ درجه سانتیگراد) آغاز می‌گردد. به تدریج که سوخت به داخل محفظه احتراق نفوذ می‌کند، هوای بیشتری به ناحیه فواره وارد می‌شود. در نتیجه تبخیر قطرات سوخت آغاز می‌شود و پوششی از مخلوط هوا و بخار گرم سوخت، افشانه را در بر می‌گیرد. هنگامی که دمای ناحیه غنی در مخلوط هوا و سوخت حدوداً به ۵۰۰ درجه سانتیگراد برسد، اولین واکنش‌ها که منجر به تجزیه سوخت با عدد ستان بزرگ می‌گردد، رخ می‌دهد. این واکنش‌ها که با نفوذ بیشتر فواره سوخت همراه است سبب ورود هوای داغ بیشتری به داخل فواره می‌شود و موجب افزایش دمای مخلوط و نرخ پیشرفت واکنش‌ها می‌گردند. سپس دما و نرخ واکنش‌ها به سرعت افزایش می‌یابند و در نتیجه آن، کل مخلوط هوا و سوختی که در مرحله مهلت اشتعال تشکیل شده است، می‌سوزد و مرحله اول سوختن دیزل که احتراق پیش‌آمیخته نام دارد به اتمام می‌رسد. این احتراق ناگهانی مخلوط پیش‌آمیخته هوا و سوخت موجب افزایش شدید در نرخ آزاد شدن گرما و نیز نرخ افزایش فشار می‌شود. هر چقدر میزان و شدت سوختن در مرحله اول احتراق بیشتر باشد (احتراق در حجم ثابت)، بازده گرمایی افزایش و مصرف ویژه سوخت کاهش می‌یابد. از سوی دیگر افزایش دمای ناشی از این مرحله، به طور مستقیم باعث تولید اکسیدهای نیتروژن می‌شود. ترکیب این محدوده دمایی با مقادیر کم اکسیژن، شرایط را برای تولید دوده مهیا می‌کند و مقادیر زیادی دوده در ناحیه داخلی فواره تشکیل می‌شود. با توجه به پیوند سه‌گانه مولکول نیتروژن، برای تجزیه مولکول آن و نیز فعالسازی تشکیل دی اکسید نیتروژن حدوداً دمای ۲۰۰۰ درجه کلوین مورد نیاز است. بعد از اینکه دما به حد مورد نظر رسید، تولید دی اکسید نیتروژن به طور نمایی با افزایش دما، افزایش می‌یابد. از این مرحله به بعد، ریشه‌های ایجاد شده از ناحیه داخلی افشانه به ناحیه بیرونی آن منتشر می‌شود و در ناحیه واکنشی نازکی به نام شعله انتشاری می‌سوزند. این مرحله از احتراق با نرخ اختلاط سوخت و هوا مهار می‌شود و این محدودیت سبب سوختن آرام آن در مقایسه با سوختن پیش‌آمیخته می‌گردد.

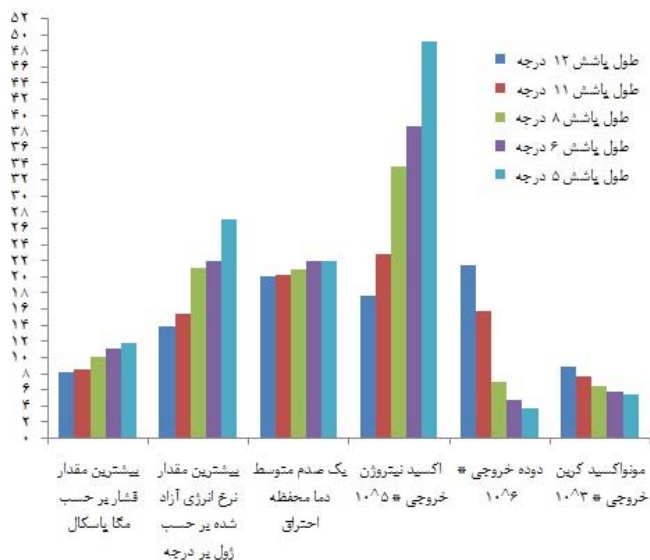
^۱ Mean CO Mass Fraction

در مرحله دوم احتراق، قطرات سوخت پاشیده شده بر اثر ورود هوای داغ و محصولات احتراق به داخل فواره، گرم وارد می‌شوند. با نفوذ بیشتر سوخت تبخیر شده به داخل افشانه، سوخت به مولکول‌های کوچک‌تر می‌شکند که به دلیل کمبود اکسیژن داخل فواره داغ، در معرض اکسایش جزئی قرار می‌گیرند. اکسایش جزئی و انتقال حرارت از شعله انتشاری، دمای ناحیه داخلی را حدود ۱۸۰۰ کلوین نگه می‌دارد. محصولات احتراق جزئی، از مرزهای ناحیه داخلی فواره به خارج نفوذ می‌کنند و در مرز فواره به صورت شعله انتشاری می‌سوزند. فقط ۱۰ تا ۲۰ درصد انرژی سوخت در ناحیه سوختن جزئی آزاد می‌شود و مابقی آن در شعله انتشاری آزاد می‌گردد. مرحله آخر، به سوختن بخش نسوخته و نیز باقی مانده دوده در ناحیه شعله انتشاری اختصاص دارد. اما به دلیل کاهش دمای گاز در مرحله انبساط و کاهش میزان اکسیژن، نرخ واکنش‌های شیمیایی کاهش می‌یابد و در نتیجه شعله انتشاری محدود می‌شود. بخش عمده دوده موتورهای دیزل از این فرونشانی شعله انتشاری در مرحله پایانی احتراق نتیجه می‌شود.

در شکل انرژی آزاد شده شکل (۵) مشاهده می‌شود که با اعمال پیش پاشش، سه نقطه اوج احتراقی خواهیم داشت. نقطه اوج احتراقی اول که حدوداً در ۵ درجه قبل از نقطه مکث بالا اتفاق می‌افتد که ناشی از سوخت پیش پاشش شده است. قدرت این احتراق برای ایجاد فشار لازم در محفظه احتراق کافی نیست، اما سبب می‌شود با پاشش قسمت اصلی سوخت، احتراق با مهلت اشتعال کوچکتری آغاز شود و در نتیجه نرخ آزاد شدن گرما در مرحله پیش‌آمیخته زیاد نباشد و در پاشش اصلی یک روند نسبتاً یکنواخت در احتراق و آزاد شدن گرما بوجود بیاید. نقطه اوج احتراقی دوم که حدود ۷ درجه بعد از نقطه مکث بالا در طول زمان احتراق پیش‌آمیخته روی می‌دهد و نتیجه احتراق سریع بخشی از سوخت تزریق شده است. نقطه اوج احتراق سوم در مدت احتراق کنترل شده مخلوط اتفاق می‌افتد.

۴-۸- نتایج حاصل از تغییر طول پاشش

با توجه به شکل (۱۵) مشاهده می‌شود با افزایش فشار پاشش، بازده موتور افزایش می‌یابد و تمام موارد بجز آلاینده دوده و مونو اکسید کربن افزایش می‌یابد و این عامل منفی افزایش میزان آلاینده اکسیدهای نیتروژن را با استفاده از روش‌های دیگر نظیر استفاده از خنک کن میانی، باز خورانی گازهای دود به صورت گرم و یا سرد و زودتر بسته شدن دریچه ورودی و همچنین استفاده از واکنشگر و یا افزایش طول پاشش و یا تغییر زمان پاشش و شکل پاشش می‌توان کاهش داد. برای روشن شدن بهتر مطلب نتایج به صورت خلاصه در جدول (۲) آورده شده است.



شکل ۱۵- جمع‌بندی نتایج حاصل از تغییر طول پاشش بر عوامل مختلف

جدول ۲- تاثیر تغییر طول پاشش سوخت بر عوامل مختلف

| تاثیر عوامل بررسی شده بر عمل کرد و آلاینده‌گی | بیشترین مقدار فشار محفظه | بیشترین نرخ انرژی آزاد شده | میزان متوسط دما داخل محفظه احتراق | نسبت جرمی آلاینده اکسید نیتروژن خروجی | نسبت جرمی آلاینده دوده خروجی | نسبت جرمی آلاینده مونواکسید کربن خروجی |
|---|--------------------------|----------------------------|-----------------------------------|---------------------------------------|------------------------------|--|
| بازگشت طول پاشش | + | + | + | + | - | - |

۵- نتایج

نتایج حاصل از شبیه‌سازی موتور دیزلی و بررسی اثر طول پاشش سوخت، به صورت زیر جمع‌بندی می‌شود.

- ۱- با کاهش طول پاشش، بیشینه مقدار فشار داخل محفظه احتراق افزایش می‌یابد.
- ۲- با کاهش طول پاشش، بیشینه نرخ انرژی آزاد شده افزایش می‌یابد.
- ۳- با کاهش طول پاشش، بیشینه دما داخل محفظه احتراق افزایش می‌یابد.
- ۴- با کاهش طول پاشش، میزان کسر جرمی آلاینده اکسید نیتروژن افزایش می‌یابد.
- ۵- با کاهش طول پاشش، ابتدا کسر جرمی آلاینده دوده به شدت افزایش و سپس کاهش می‌یابد.
- ۶- با کاهش طول پاشش، ابتدا کسر جرمی آلاینده مونواکسید کربن افزایش و سپس کاهش می‌یابد.

مراجع

- [۱] میرمحمدی علی، "بررسی نحوه کاهش آلاینده‌گی موتور دیزلی OM-355 تا سطح استاندارد EURO1"، پایان نامه کارشناسی ارشد گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، (۱۳۸۰).
- [۲] پیروزپناه وهاب و میرمحمدی علی، "تاثیر طراحی کاسه پیستون بر تشر آلاینده‌گی موتورهای دیزلی با پاشش مستقیم"، مجله دانشکده فنی تبریز، شماره ۲۹ (۲)، ص. ۱۱-۲۱، (۱۳۸۲).
- [3] Rosli Abu Bakar, S., and Abdul Rahim, I., "Fuel Injection Pressure Effect on Performance of Direct Injection Diesel Engines Based on Experiment", *American Journal of Applied Sciences*, Vol. 5, No. 3, pp. 197-202, (2008).
- [۴] قبادیان برات، رستمی سجاد، سواد کوهی لطف الله و ابراهیمی رضا، مطالعه تجربی تاثیر فشار پاشش سوخت بر عملکرد های یک موتور دیزل با استفاده از مخلوط سوخت‌های بیودیزل و دیزل. فصلنامه علمی پژوهشی تحقیقات موتور، شماره ۶ (۲۱)، (۱۳۸۹).
- [۵] پورقاسمی کامران، امی فتح اله، میرمحمدی علی، اصفهانیان وحید، "بررسی تاثیر پاشش چند مرحله‌ای سوخت و مشخصه های افشانه بر کاهش آلاینده‌های موتور دیزل پاشش مستقیم"، دوازدهمین کنفرانس شاره‌ها، دانشکده صنعتی نوشیروانی بابل، (۱۳۸۸).
- [6] Shayler, P.J., and Ng, H.k., "Simulation Studies of the Effect of Fuel Injection Pattern on NO and Soot Formation in Diesel Engines", SAE Paper 2004-01-0116, (2004).
- [7] Mewes, D., and Mayinger, F., "*Mixture Formation in Internal Combustion Engines*", Springer, USA, (2006).
- [8] Willard, W.P., "*Engineering Fundamentals of Internal Combustion Engines*", Second Edition, Prentice-hall of India Pvt.Ltd., New Delhi, (2006).
- [9] Patterson, D. J., and Henein, N. A., "*Emissions from Combustion Engines and Their Control*", Elsevier Science & Technology Books, (1972).
- [10] Heywood, J. B., "*Internal Combustion Engine Fundamentals*", McGraw-Hill Series in Mechanical Eng., (1988).
- [11] Sugiyama, G., Ryu, H., and Kobayashi, S., "Computational Simulation of Diesel Combustion with High Pressure Fuel Injection", International Symposium COMODIA 94 (1994).
- [۱۲] خباز سید علیرضا و خوشبختی‌سرای رحیم، "بررسی نظری تائید قشای فرمان و طول پاشش سوخت دیدل بر عملکرد و آلاینده‌های خروجی از موتور دیزلی پاشش مستقیم"، فصلنامه علمی پژوهش تحقیقات موتور، شماره ۶ (۱۹)، ص. ۴۹-۶۳، (۱۳۸۹).

- [13] Celikten, I., "An Experimental Investigation of the Effect of the Injection Pressure on Engine Performance and Exhaust Emission in Indirect Injection Diesel Engines", Applied Thermal Engineering, Vol. 23, pp. 2051–2060, (2003).
- [14] Icingur, Y., and Altiparmak, D., "Effect of Fuel Cetane Number and Injection Pressure on a DI Diesel Engine Performance and Emissions", Energy Conversion and Management, Vol. 44, pp. 389–397, (2003).
- [15] Patterson, M. A., Kong, S.C., Hampson, J.H., and Reitz, R.D., "Modeling the Effects of Fuel Injection Characteristics on Diesel Engine Soot and NOx Emissions", SAE Paper 940523, SAE Transactions, Vol. 103, Section. 3, Journal on Engines, pp. 836-852, (1994).
- [16] Rosli, A., Bakar, S., and Abdulrahim, I., "Fuel Injection Pressure Effect on Performance of Direct Injection Diesel Engines Based on Experiment", American Journal of Applied Sciences, Vol. 5, No. 3, pp. 197-202, (2008).
- [۱۷] موسوی شایق سید علی، قاضی خانی محسن، کاشی طرقي یاسر، دربندی زاده سید علیرضا و سزاوار سید سعید، "مقایسه مقدار نفوذ سوخت موتور دیزل پرخورای محدود و موتور تنفس طبیعی ۳۱۴ om کامپونت فاور ۶۰۸ LP در شرایط بار جاده"، فصلنامه علمی پژوهش تحقیقات موتور شماره ۵(۱۲)، ص ۴۵-۵۲، (۱۳۸۷).
- [18] AVL FIRE User Manual, Version 2011, (2011).
- [19] Zeldovich, Y. B., Sadochnikov, P. Y., and Frank-Kamenetskii, D. A., "Oxidation of Nitrogen in Combustion", Translation by M. Shelef, Academy of Sciences of USSR, Institute of Chemical Physics, Moscow-Leningrad, (1947).
- [20] Candel, S., and Poinso, T., "Flame Stretch and the Balance Equation for the Flame Area Combust", Sci. and Tech., Vol. 70, pp. 1-15, (1990).
- [21] Delhaye, B., and Cousyn, B., "Computation of Flow and Combustion in Spark Ignition Engine and Comparison with Experiment", SAE 961960, (1996).
- [22] Beatrice, C., Belardini, P., and Bertoli, C., "An Assessment of Predictivity of CFD Computations of Combustion and Pollutants Formation in DI Diesel Engines", SAE 962055, (1996).

فهرست نمادهای انگلیسی

| | |
|---|-------|
| ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت ($\text{Jkg}^{-1}\text{k}^{-1}$) | c_p |
| انرژی آشفستگی | k |
| زمان (S) | t |
| سرعت (ms^{-1}) | u |
| دما (K) | T |

نمادهای یونانی

| | |
|------------|--|
| ρ | چگالی (kgm^{-3}) |
| μ | لزجت دینامیکی ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$) |
| ∂ | مشتق جزئی |
| Σ | چگالی سطح شعله |

بالانویس‌ها

| | |
|--------|-------------|
| \sim | مقدار متوسط |
|--------|-------------|

زیرنویس‌ها

| | |
|---|--------|
| i | شاخص |
| j | شاخص |
| t | اغتشاش |

Abstract

Improvement of existing vehicles to reduce fuel consumption and emissions due to factors such as the completion of fossil fuels, increasing fuel consumption, global warming and environmental issues for governments and industry is essential, For this reason, direct injection diesel engines are widely used in automotive and industrial applications. With tightening emissions standards and a desire to build an engine with higher efficiency, better understanding of combustion engines is essential to the next step in order to optimize engine design to reduce emissions and improve engine performance picked up. One of the parameters that play important role in the treatment of combustion engine is fuel injection pressure and injection timing.

This study examines changes a number of duration angles or fuel injection pressure changing on emissions and performance of diesel engine using AVL-FIRE numerical simulation software. In this study, keeping the fuel consumption and engine speed for main injection of 5 to 12 crankshaft degrees was changed and for these changes, engine emissions were evaluated. The results showed that by reducing fuel injection time the amount of pollutants nitrogen dioxide increased and soot emissions reduced.